

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung DE 10 2004 013 096.5 über die Einreichung einer Patentanmeldung

**Aktenzeichen:**

10 2004 013 096.5

**Anmeldetag:**

17. März 2004

**Anmelder/Inhaber:**

Valeo Compressor Europe GmbH,  
68766 Hockenheim/DE

(vormals: Zexel Valeo Compressor Europe GmbH,  
71634 Ludwigsburg/DE)

**Bezeichnung:**

Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter für  
eine Fahrzeug-Klimaanlage

**IPC:**

F 04 B 27/16

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe  
der Teile der am 17. März 2004 eingereichten Unterlagen dieser  
Patentanmeldung unabhängig von gegebenenfalls durch das Kopier-  
verfahren bedingten Farbabweichungen.

München, den 23. Januar 2007  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

Wehner

**MEISSNER, BOLTE & PARTNER** GBR  
Postfach 860624  
81633 München

Zexel Valeo Compressor Europe GmbH  
Hundshalde 3  
71634 Ludwigsburg  
Deutschland

17. März 2004  
M/ZEX-090-DE  
MB/PO/ir

---

"Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter für eine Fahrzeug-Klimaanlage"

---

**B e s c h r e i b u n g**

Die Erfindung betrifft einen Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter für eine Fahrzeug-Klimaanlage, mit einem eine Triebwerkskammer begrenzenden Gehäuse, einem Zylinderblock, in dem mindestens ein Kolben axial hin- und herschieblich gelagert ist, und einen eine Saug- und Druckseite umfassenden Zylinderkopf.

5 Konkret geht es um einen Verdichter variabler Kapazität mit Schrägscheiben- oder Taumelscheiben-Antrieb, der sich innerhalb der Triebwerkskammer befindet und über den die Drehbewegung einer Antriebswelle in eine axiale Hin- und Herbewegung des oder der Kolben umgesetzt wird. Die Schrägscheibe oder Taumelscheibe, allgemein auch „Schwenkscheibe“ genannt, lässt sich hinsichtlich ihrer Neigung relativ zur

10 Antriebswelle, die mit einem externen Motor koppelbar ist, variieren. Die Neigung der „Schwenkscheibe“ bestimmt den Hub des oder der Kolben. Wenn der Druck in der Triebwerkskammer relativ niedrig ist, ist die Neigung der „Schwenkscheibe“ groß, so dass der Hub des oder der Kolben entsprechend lang ist. Wenn der Druck in der

15 Triebwerkskammer relativ hoch ist, ist die Neigung der „Schwenkscheibe“ klein, so dass der Hub des oder der Kolben entsprechend gering ist. Zum Stand der Technik sei auf folgende Druckschriften verwiesen:

- DE 196 11 004 A1
- DE 44 41 721 C2
- JP 2002/070739 A

Diese Druckschriften beziehen sich jeweils auf stufenlos regelbare Verdichter mit variabler Verstellung des Kolbenhubs.

In der Regel sind solche Verdichter als Axialkolbenverdichter ausgeführt, wobei die Hubanpassung – wie bereits erwähnt – durch eine Veränderung des Kippwinkels der „Schwenkscheibe“ erfolgt. Dabei wird die Position des unteren Totpunktes des oder der Kolben verändert; die Lage des oberen Totpunktes und damit die Größe des sog. schädlichen Raums bleiben idealtypisch unverändert.

10 Beim Betrieb eines solchen Verdichters treten gewöhnlich interne Leckagen und Verluste auf. Die Hauptursache dafür ist, dass bei der Verdichtung eines in den bzw. die Zylinder gesaugten Kältemittels in der Regel ein sog. Teilmassenstrom durch den Spalt zwischen Zylinder und Kolben in den Triebwerksraum des Verdichters eintritt. Dieser Effekt ist auch als „blow-by“ bekannt. Sofern ein Ölabschneider an der Hoch-

15 druckseite des Verdichters angeordnet ist, besteht die Möglichkeit, dass ungewollt Kältemittel über die Ölrückführung in die Triebwerkskammer gelangt. Um in der Triebwerkskammer einen unerwünschten Überdruck zu vermeiden, ist zwischen Triebwerkskammer und der Niederdruck- bzw. Saugseite eine Fluidverbindung vorgesehen, über die in die Triebwerkskammer eintretende Leckagemassen wieder

20 abströmen können. Bei der erwähnten Fluidverbindung handelt es sich in der Regel um eine Verbindungsbohrung. Der freie Querschnitt dieser Bohrung ist im allgemeinen so dimensioniert, dass selbst unter ungünstigsten Bedingungen kein unerwünschter Überdruck in der Triebwerkskammer entsteht. Aufgrund der beschriebenen Abhängigkeit des Kolbenhubs vom Druck innerhalb der Triebwerkskammer ist es

25 üblich, den Verdichter extern dadurch zu regeln, dass der Druck in der Triebwerkskammer beeinflusst wird. Durch Erhöhung des Drucks innerhalb der Triebwerkskammer wird in das interne Kräfte- und Momentengleichgewicht des Verdichters derart eingegriffen, dass sich der Hub der Kolben reduziert. Der Verdichter wird dadurch „abgeregelt“. Umgekehrt verhält es sich bei Reduzierung des Drucks

30 in der Triebwerkskammer. Dadurch lässt sich der Verdichter „aufregeln“. Die entsprechenden Regelventile werden beim Stand der Technik elektrisch angesteuert.

Dabei erfolgt die Erhöhung des Drucks innerhalb der Triebwerkskammer und damit ein entsprechendes „Abregeln“ des Verdichters durch gezieltes Öffnen einer Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Druck- bzw. Hochdruckseite des Verdichters. In dieser Fluidverbindung ist das erwähnte Regelventil, welches  
5 vorzugsweise elektrisch ansteuerbar ist, angeordnet. Dabei sollte sichergestellt werden, dass der Druck in der Triebwerkskammer ein vorbestimmtes Maximalniveau nicht überschreitet. Zu diesem Zweck ist eine Sicherheits-Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und der Saugseite des Verdichters vorgesehen.

- 10 Der Druck in der Triebwerkskammer lässt sich zwischen dem an der Druckseite herrschenden Hochdruck und dem an der Saugseite herrschenden Niederdruck einstellen. Innerhalb dieser Grenzen lässt sich der Verdichter ab- bzw. aufregeln. Die Erhöhung des Drucks in der Triebwerkskammer erfolgt beim Stand der Technik natürlich immer in Relation zu der Druckerhöhung über eine im Querschnitt konstante  
15 Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und der Saugseite des Verdichters. Dabei ist zu bedenken, dass bei Aufrechterhaltung des erhöhten Differenzdruckes bedingt durch den konstanten Querschnitt der erwähnten Fluidverbindung beim Abregeln des Verdichters, also bei Erhöhung des Differenzdrucks zwischen Triebwerkskammer und Saugseite der abfließende Massenstrom aus der Triebwerkskammer  
20 stetig und signifikant größer wird. Da dieser Massenstrom unmittelbar der Hochdruckseite entnommen werden muß, steht er im System für den eigentlichen Zweck des Verdichters, d.h. Kühlen oder Heizen, nicht mehr zur Verfügung und muß demzufolge als Verlust angesehen werden. Der für das Abregeln des Verdichters erforderliche Massenstrom wird quasi nur verdichterintern von der Hochdruckseite über das  
25 Regelventil in die Triebwerkskammer und von dort durch die Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite zurück auf die Saugseite gefördert, von wo er erneut angesaugt und verdichtet wird. Zur Verdichtung dieses sog. „Regelmassenstroms“ ist zusätzlicher Aufwand erforderlich, der unmittelbar keinen Nutzen schafft.

30

Fig. 1 illustriert beispielhaft das vorgenannte Verhalten. Mit steigender Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite (X-Achse) steigt der Massenstrom durch die Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite signifikant an. Neben

dem Verlustmassenstrom sind noch die dazugehörigen Ein- und Auslassdrücke vor und nach der Fluidverbindung bzw. -öffnung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite sowie beispielhaft ein möglicher Temperaturverlauf am Einlaß gezeigt. Alle Kurvenverläufe sind lediglich nur als Beispiel anzusehen; das grundsätzliche Verhalten lässt sich jedoch für alle typischen Betriebspunkte eines Verdichters für eine Fahrzeug-Klimaanlage erkennen. Der bei niedriger Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite und entsprechend kleinem Massenstrom liegende Anfangspunkt der Massenstromkurve wird wesentlich durch die innere Leckage und sonstiger hier nicht näher zu bezeichnende Einflüsse definiert. Der freie Querschnitt der Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite wird gewöhnlich so gewählt, dass es für alle anzunehmenden Betriebszustände nicht zu einem unerwünschten Abregeln des Verdichters kommt.

Insbesondere in Mitteleuropa mit verhältnismäßig moderaten Jahresdurchschnittstemperaturen und relativ niedriger mittlerer Luftfeuchtigkeit werden speziell im Bereich von Kraftfahrzeugen eingesetzte Klimaanlagen häufig abgeregelt (mit den oben genannten inhärenten Verlusten bedingt durch das Abregeln). Speziell für dieses Problem soll die vorliegende Erfindung eine einfache, effiziente und kostengünstige Lösung bieten.

Ein weiteres Problem neben den energetischen Verlusten stellt die Belastung der Kolben wie auch des „Schwinkscheiben-Mechanismus“ dar. Die druckbedingte Hauptkraftrichtung bei Verdichtern liegt axial von der Kolbenober- zur Kolbenunterseite. Der entgegengesetzte Lastfall (in Richtung der Kolbenoberseite) tritt druckbedingt in signifikantem Maße nur beim Abregeln des Verdichters, also bei einer Erhöhung des Drucks in der Triebwerkskammer über dem Druck der Saugseite auf. Von daher ist im abgeregelten Betrieb sicherzustellen, dass die druckbedingten kolbenunterseitig wirkenden Kräfte ein definiertes Maß nicht überschreiten. Dabei muß auch darauf geachtet werden, dass bevorzugt Kolben aus Leichtwerkstoffen, insbesondere Leichtmetall eingesetzt werden sollen, die sowohl energetisch als auch regelungstechnisch vorteilhaft sind. Auch unter diesem Aspekt soll die vorliegende Erfindung eine Lösungsmöglichkeit anbieten.

- Dementsprechend liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, speziell bei einem extern geregelten Verdichter beliebiger Regelcharakteristik den beim Abregeln auftretenden Verlustmassenstrom zu minimieren und andererseits eine Sicherheits-  
einrichtung zu schaffen, welche die beim Ansaugprozeß in Richtung der Kolben-  
5 oberseite wirkenden druckbedingten Kräfte zu begrenzen bzw. reduzieren vermag.

- Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß bei einem Verdichter der eingangs genannten Art dadurch gelöst, dass zwischen Triebwerkskammer und Saugseite eine Fluidverbindung vorgesehen ist, in der ein kontinuierlich arbeitendes Regelventil  
10 angeordnet ist, mittels dem ab einer vorbestimmten Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite bei weiter ansteigender Druckdifferenz die Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite zunehmend gedrosselt, im Extremfall vollständig geschlossen wird.

- 15 Die beim Stand der Technik vorgesehene „konstante“ Öffnung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite wird also erfindungsgemäß durch eine „variable Öffnung“ ersetzt, und zwar regelungstechnisch dergestalt, dass der Öffnungsquerschnitt mit steigendem Differenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Niederdruck- bzw. Saugseite zunehmend verringert wird, wodurch der Verlustmassenstrom annähernd  
20 konstant auf dem ursprünglichen Wert gehalten werden kann.

- Vorzugsweise öffnet das Regelventil in der Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite bei einer vorbestimmten überhöhten Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite erneut, so dass einer Schädigung oder Zerstörung  
25 der Kolben entgegengewirkt wird. Der Grundgedanke ist also der, dass bei überhöhtem Differenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite mindestens eine im Normalbetrieb nicht wirksame Öffnung in Funktion tritt, durch die ein Abströmen von Masse aus der Triebwerkskammer möglich ist derart, dass der Druck in der Triebwerkskammer wieder auf einen niedrigeren Betriebsdruck absinkt. Bei  
30 dieser Maßnahme handelt es sich um eine Sicherheitsmaßnahme, um den Verdichter bzw. die Triebwerkskammer vor unerwünschtem Überdruck zu bewahren.



Weitere Details der Erfindung, insbesondere konstruktiver Art sind in den Ansprüchen 3 ff. angegeben. Auf diese Details wird auch im Laufe der weiteren Beschreibung der Erfindung, insbesondere anhand von Ausführungsbeispielen noch gesondert Bezug genommen. Diesbezüglich wird auf die anliegende Zeichnung verwiesen.

5 Diese zeigt in:

Fig. 2                      Einfluß unterschiedlicher Temperaturen auf den Verlustmassenstrom;

10 Fig. 3                      eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäß ausgebildeten und angeordneten Regelventils zwischen Triebwerkskammer und Saugseite eines Verdichters in schematischer Darstellung (normaler Betriebszustand);

15 Fig. 4                      die typische Abregelkurve eines extern geregelten Verdichters;

Fig. 5                      ein möglicher Kräfteverlauf beim Abregeln innerhalb eines mechanischen Regelventils gemäß Erfindung;

20 Fig. 6                      Vergleich der Verlustmassenströme durch eine Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite, deren Öffnungsquerschnitt mittels des erfindungsgemäßen Regelventils variabel ist; und

25 Fig. 7                      die Ausführungsform gemäß Fig. 3 bei aktivierter Sicherheitsfunktion.

Betrachtet man den Verlustmassenstrom für typische Betriebsbedingungen eines Verdichters, insbesondere Axialkolbenverdichters für Fahrzeug-Klimaanlagen, so lässt sich feststellen, dass für einen Abregelbereich der Einfluß unterschiedlicher Temperaturen und Eintrittszustände gering ist. Wie Fig. 2 zu entnehmen ist, ist vielmehr die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austrittsseite eines in einer

30

Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite angeordneten Regelventils von entscheidender Bedeutung für den abfließenden Massenstrom.

5 Zieht man als Referenz bei der Auslegung eine mittlere Bedingung heran, so ist für den üblichen Abregelbereich gemeinhin die maximale Abweichung der real auftretenden „Extrempunkte“ für den üblichen Abregelbereich weniger als etwa 2 % (relativ).

10 Der Umstand, dass der Differenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite wesentlich für den Verlustmassenstrom verantwortlich ist, lässt sich mit Hilfe eines mechanischen Regelventils entsprechend Fig. 3 ausnutzen. Dementsprechend umfasst das Regelventil 10 einen Zylinderraum 11, der über eine Leitung 12 mit der Triebwerkskammer eines Axialkolbenverdichters einerseits und über eine weitere Leitung 13 mit der Saugseite des Verdichters andererseits fluidverbunden ist, und innerhalb 15 dem ein niederdruckseitig geschlossener Kolben 14 jeweils gegen die Wirkung eines elastischen Elements – hier Schraubendruckfedern 15, 16 – sowie der durch den Ein- und Austrittsdruck hervorgerufenen Kräfte hin und her verschieblich gelagert ist, wobei abhängig von der auf den Kolben 14 einwirkenden Druckdifferenz entsprechend der Druckdifferenz zwischen Triebwerksraum (in Fig. 3 mit der Bezugsziffer 17 20 angedeutet) und Saugseite (in Fig. 3 mit der Bezugsziffer 18 angedeutet) dieser die wirksame Ventilöffnung zwischen Triebwerksraum und Saugseite mehr oder weniger stark verringert, bzw. im Extremfall vollständig schließt. Der erwähnte Fluiddurchgang wird definiert durch die Leitungen 12, 13 sowie den Zylinderraum 11 und Kolben 14, 25 der zu diesem Zweck als an einer – in Fig. 3 oberen – Stirnseite offener Hohlkolben ausgebildet ist, in dessen Mantel 19 mindestens ein sich axial erstreckender, insbesondere schlitzförmiger Durchgang 20 ausgebildet ist, wobei diesem Durchgang 20 die Saugseite 18 bzw. eine mit der Saugseite 18 verbundene und seitlich in den Zylinderraum 11 mündende Fluidleitung 13 zugeordnet ist. Der Innenraum 21 des Hohlkolbens 14 steht über die offene Stirnseite 22 mit der Triebwerkskammer 17 30 in Fluidverbindung. An der Saugseite ist der Kolben 14 mit einem Kolbenboden 23 verschlossen. An diesem Kolbenboden 23 liegt außen die Saugseite, d.h. Niederdruck an. Zu diesem Zweck ist der Zylinderraum 11 unterhalb des Kolbenbodens 23 über



eine Verbindungsleitung 24 mit der Saugseite bzw. der zur Saugseite führenden Leitung 13 verbunden.

Der Kolben 14 ist zwischen zwei stirnseitig anliegenden Federn, hier Schraubendruckfedern 15, 16 innerhalb des Zylinderraums 11 eingespannt. Der Zylinderraum 11 wird durch eine entsprechende Bohrung in einem Ventilkörper 25 definiert, wobei die Bohrungsöffnung nach Platzierung der Schraubendruckfedern samt Kolben 14 durch einen Stopfen 26 verschlossen wird.

10 Die Federelemente 15, 16 sind derart ausgebildet und eingestellt, dass das Drosselverhalten des Regelventils 10 mit steigender Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer 17 und Saugseite 18 entweder linear oder progressiv, degressiv und/oder stufenförmig ist. Dies hängt auch von der Gestaltung des Durchgangs 20 im Kolben 14 ab. Der schlitzförmige Durchgang 20 im Mantel 19 des Kolben 14 kann  
15 als sich axial in einer Richtung entweder stetig oder stufenförmig erweiternder oder verjüngender Schlitz ausgebildet sein, und zwar je nach dem gewünschten Regelverhalten. Zur Erziehung eines konstanten Massenstroms ist eine sich in axialer Richtung stetig verjüngende Geometrie vorzusehen.

20 Der Ventilkörper 25 kann Teil des Verdichtergehäuses oder ein gesondertes Bauteil sein. Bei Ausbildung des Kolbens 14 aus Kunststoff werden die Federn 15, 16 vorzugsweise integral mit dem Kolben als Baueinheit bereitgestellt, d.h. stirnseitig mit dem Kolbenmaterial vergossen. Wie bereits erwähnt, erfolgt der Einbau des Kolbens 14 innerhalb des Zylinderraums 11 unter Vorspannung der beiden Federelemente 15,  
25 16, so dass die Federn bei jedem Betriebszustand am Kolben 14 anliegen.

Der Kolben 14 ist innerhalb des Zylinderraums 11 mit Spielpassung eingepasst, und zwar vorzugsweise mit einer Passung von weniger als 15µm, um den am Kolben vorbeiströmenden Massenstrom auf einem vernachlässigbar niedrigem Niveau zu  
30 halten. Um dies zu erreichen, können zusätzliche Dichtmaßnahmen zwischen Kolben und Zylinderwand vorgesehen sein.

In Fig. 3 ist der Kolben 14 mit identischen Stirnflächen ausgebildet. Es ist auch denkbar, stattdessen einen Differenzkolben mit unterschiedlich großen Stirnflächen zu verwenden. Dabei ist entscheidend, welche Kräfte, insbesondere Differenzkräfte auf den Kolben einwirken. Die durch die Federelemente 15, 16 bewirkten Federkräfte sind demgegenüber von untergeordneter Bedeutung. Es wird diesbezüglich auf Fig. 5 verwiesen.

Sofern der Druck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite ausgeglichen ist, wird der Kolben 14 in einer mittleren Position gehalten. Der im Kolbenmantel 19 ausgebildete Durchgang 20 befindet sich dann etwa auf Höhe der zur Saugseite 18 führenden Leitung 13.

Gewöhnlich ist ein Minstdifferenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite erforderlich, um eine Reduzierung des Verdichterhubes zu bewirken. Diese Mindest-Druckdifferenz sollte bei der Auslegung des beschriebenen mechanischen Regelventils berücksichtigt werden. Zum einen sollte auslegungsgemäß bei der genannten Mindest-Druckdifferenz der bzw. die im Kolbenmantel 19 eingebrachten schlitzförmigen Durchgänge 20 möglichst so positioniert sein, dass die volle Fläche des oder der Durchgänge 20 wirksam ist bzw. sind. Ein weiteres Ansteigen des Differenzdruckes sollte jedoch möglichst umgehend zu einer sukzessiven Verringerung des wirksamen Öffnungsquerschnitts des oder der schlitzförmigen Durchgänge 20 führen.

Die Auslegung der Durchgangsöffnung im Kolbenmantel 19 sollte derart sein, dass innere Leckagen, oder sonstige hier nicht näher zu bezeichnende Einflüsse, bei einer definierten Mindest-Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite vollständig über den Kolben 14 bzw. das Regelventil 10 abfließen können.

Beim Abregelvorgang erhöht sich der Differenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite. Ein möglicher Kräfteverlauf von Feder- und Druckkräften im Regelventil 10 bei Erhöhung des Differenzdrucks und entsprechender Verschiebung des Kolbens 14 (in Fig. 3 nach unten) ist beispielhaft in Fig. 5 dargestellt. Dabei wird zusätzlich davon ausgegangen, dass es beim Abregeln auch zu einem Anstieg des Niederdrucks an der Saugseite kommt.

Die Einbaulage des Regelventils 10 ist beliebig, da das Eigengewicht des Kolbens 14 für die Regelung vernachlässigbar sein soll. Das Regelventil 10 kann am Zylinderkopf oder Zylinderblock oder unter Berücksichtigung entsprechender Verbindungen  
5 außerhalb des Verdichtergehäuses angeordnet sein.

Wie der Fig. 5 noch zu entnehmen ist, verschiebt sich der Regelkolben 14 mit steigendem Differenzdruck in Richtung zur Saugseite. Dadurch wird der schlitzförmige Durchgang 20 im Kolbenmantel 19 zunehmend abgedeckt. Der Öffnungsquerschnitt  
10 wird entsprechend zunehmend reduziert. Der Durchgang 20 wird vorzugsweise so ausgebildet, dass nach Verschiebung des Kolbens 14 ein Rest-Öffnungsquerschnitt verbleibt derart, dass sich ein nahezu konstanter Massenstrom zwischen Triebwerks-  
kammer und Saugseite einstellt. Es wird diesbezüglich auf Fig. 6 verwiesen.

15 Da der abfließende Massenstrom mit Hilfe des beschriebenen Regelventils 10 während des Abregelns allgemein auf annähernd konstant niedrigem Niveau gehalten werden kann (siehe Fig. 6), ist im abgeregelten Betrieb signifikant weniger Verlustmassen-  
strom erforderlich, um den zum Abregeln erforderlichen Differenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite einzustellen. Damit muß verhältnismäßig weniger  
20 Antriebsleistung für die gleiche Kälte- oder Heizleistung aufgewendet werden. Die Effizienz wird dementsprechend erhöht, und zwar für den gesamten Bereich des  
Abregelns, wobei mit steigenden Differenzdrücken zwischen Triebwerkskammer und Saugseite der relative Verlustmassenstrom zunehmend verringert wird.

25 Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 7 ist im Kolbenmantel 19 oberhalb des schlitzförmigen Durchgangs 20, d.h. in Richtung zur Druckseite hin noch eine weitere Öffnung bzw. ein sog. Sicherheitsschlitz 27 vorgesehen, der umgehend mit  
vollständiger Abdeckung des unteren schlitzförmigen Durchgangs 20 wirksam wird, und zwar dann, wenn der Druck im Triebwerksraum übermäßig hoch und der Kolben  
30 14 im Regelventil 10 dementsprechend weiter zur Saugseite hin verschoben wird. Der Sicherheitsschlitz 27 wird also dann wirksam, wenn der Differenzdruck zwischen Triebwerkskammer und Saugseite einen vorbestimmten Höchstwert erreicht. Dann

kann über den Sicherheitsschlitz 27 der Druck in der Triebwerkskammer wirksam und schnell auf einen niedrigeren Betriebsdruck abgebaut werden.

Im übrigen ist das Regelventil gemäß Fig. 7 entsprechend demjenigen gemäß Fig. 3 ausgebildet und Elemente, die anhand der Fig. 3 bereits beschrieben sind, sind in Fig. 7 mit denselben Bezugsziffern gekennzeichnet.

Durch das beschriebene Regelventil wird noch ein weiterer Vorteil erzielt, nämlich den Vorteil, dass der Massenstrom zwischen Triebwerkskammer und Verdichtersaugseite stark reduziert ist. Dadurch wird auch der Ölmassenstrom, d.h. die mit dem Gasstrom mitgeführte Ölmenge entsprechend reduziert. Dies wirkt sich einerseits positiv auf die Gesamtleistung sowie das thermische Verhalten des Verdichters und damit einer Fahrzeug-Klimaanlage, und zum anderen vorteilhaft auf die Lebensdauer des Verdichters aus.

15

Das beschriebene Regelventil lässt sich als vorgefertigte Baueinheit zur Verfügung stellen. Innerhalb des Kolbens oder auch des Zylinderraums lassen sich weitere Elemente integrieren, wie Ölabscheider, Partikelfilter od. dgl..

20

Der Ventilkörper 25 wird vorzugsweise aus Stahl, Stahllegierung, Leichtmetall, insbesondere Aluminium, oder auch Kunststoff hergestellt. Gleiches gilt für den Kolben 14. Bei Ausbildung des Kolbens 14 aus Kunststoff ist es möglich, die Federelemente 15, 16 mit dem Kolbenmaterial innig bzw. dauerhaft fest zu verbinden, so dass Kolben und Federelemente eine Baueinheit darstellen, die als Ganzes in den Zylinderraum 11 eingebracht werden kann. Bei Ausbildung des Kolbens 14 aus Kunststoff bietet sich vor allem die Herstellung durch Spritzgießen an. Es können Duroplaste oder Thermoplaste zum Einsatz kommen. Die Durchgangsschlitze 20 und 27 lassen sich beim Spritzgießen in einem Arbeitsgang ausbilden. Es können gleitoptimierte Kunststoffe verwendet werden, insbesondere gleitoptimierte Duro- oder Thermoplaste.

30

Bei Verwendung von metallischen Werkstoffen für den Kolben 14 werden die Durchgänge 20, 27 vorzugsweise mittels Laser (Laserschneiden) ausgebildet. Damit

lassen sich beliebige Konturen bzw. Öffnungsquerschnitte erzielen. Wie bereits erwähnt, kann sich der schlitzförmige Durchgang 20 im Mantel 19 des Kolbens 14 axial in einer Richtung entweder stetig oder stufenförmig erweitern oder verjüngen, je nach dem gewünschten Regelverhalten, wobei die sich verjüngende Geometrie hier bevorzugt ist. Die Kontur des Durchgangs 20 ist letztlich auch vom Verdichter selbst bzw. dessen Betriebsverhalten abhängig.

Natürlich kann die mit der Triebwerkskammer 17 verbundene Fluidleitung 12 auch so angeordnet sein, dass sie axial in den Zylinderraum 11 mündet. Insofern handelt es sich bei den Fig. 3 und 7 nur um schematische Prinzipskizzen. Mit anderen Worten, die Eintrittsöffnung in den Zylinderraum 11 kann bei Bedarf auch durch den Verschlussstopfen 26 hindurch ausgebildet sein. Im Bereich der Mündung der Leitung 13, die zur Saugseite hin führt, kann eine Ausbuchtung vorgesehen sein, die sicherstellt, dass Gas durch den Durchgang 20 auch dann abströmen kann, wenn der Kolben 14 sich um seine Längsachse dreht. In entsprechender Weise kann auch der Durchgang 20 innerhalb einer Einbuchtung, insbesondere ringförmigen Einbuchtung des Kolbenmantels 19 positioniert sein. Es ist auch möglich, im Kolbenmantel 19 mehrere über den Umfang des Kolbens verteilt angeordnete Durchgänge 20 vorzusehen. Vorzugsweise ist der Kolben 14 jedoch drehgesichert innerhalb des Zylinderraums 11 platziert.

Des weiteren kann die Verbindung zwischen der Außenseite des Kolbenbodens 23 und der Saugseite über den Kolben 14 unmittelbar hergestellt werden, und zwar über am Kolben oder an der Zylinderwand ausgebildete Längsnuten. Diese druckkommunizierenden Nuten sollen also eine Fluidverbindung zwischen der Saugseite und dem Raum unterhalb des Kolbenbodens 23 herstellen. Um dies auch in jeder beliebigen Axialposition des Kolbens 14 sicherzustellen, sind die entsprechenden Nuten vorzugsweise an der Zylinderwand ausgebildet. Derartige druckkommunizierende Nuten haben auch den Vorteil einer verbesserten axialen Beweglichkeit des Kolbens 14. Innerhalb der druckkommunizierenden Längs- bzw. Axialnuten sammelt sich durch das Kältemittel mitgeführtes Öl an, welches ansonsten die Beweglichkeit des Kolbens 14 innerhalb des Zylinderraums 11 beeinträchtigen könnte. Mittels der erwähnten Längs- bzw. Axialnuten wird also einerseits die Kontaktfläche zwischen Kolben und

Zylinderwand reduziert. Andererseits wird ein Öl-Sammelraum geschaffen, so dass das Öl – insbesondere bei niedrigen Umgebungstemperaturen – der Beweglichkeit des Kolbens 14 innerhalb des Zylinderraums 11 nicht hinderlich ist. Die Gefahr, dass der Kolben 14 innerhalb des Zylinderraums 11 in seiner freien Beweglichkeit eingeschränkt ist, wird reduziert. Darüber hinaus ist sichergestellt, dass auf den Kolben 14 die Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite anliegt, ohne eine zusätzliche Verbindung zur Niederdruckseite schaffen zu müssen.

Es gibt drei signifikante Positionen des Kolbens 14:

10

- Mittellage bei Druckausgleich zwischen Triebwerkskammer und Saugseite (vollwirksamer Öffnungsquerschnitt des Durchgangs 20 im Kolbenmantel 19)
- Arbeitspunkt bei anliegender Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite (Öffnungsquerschnitt des Durchgangs 20 ist reduziert)
- Sicherheitsposition bei ungewollt hoher Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer und Saugseite (nur der Sicherheitsschlitz 27 wird wirksam)

15

20

Sämtliche in den Anmeldungsunterlagen offenbarten Merkmale werden als erfindungswesentlich beansprucht, soweit sie einzeln oder in Kombination gegenüber dem Stand der Technik neu sind.

### Bezugszeichen

25

30

10	Regelventil
11	Zylinderraum
12	Leitung
13	Leitung
14	Kolben
15	Schraubendruckfeder
16	Schraubendruckfeder
17	Triebwerksraum



14

	18	Saugseite
	19	Kolbenmantel
	20	(schlitzförmiger) Durchgang
	21	Innenraum
5	22	offene Stirnseite
	23	Kolbenboden
	24	Verbindungsleitung
	25	Ventilkörper
	26	Verschußstopfen
10	27	Sicherheitsschlitz

**Ansprüche**

1. Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter für eine Fahrzeug-Klimaanlage, mit einem eine Triebwerkskammer (17) begrenzenden Gehäuse, einem Zylinderblock, in dem mindestens ein Kolben axial hin- und herverschieblich gelagert ist, und einen eine Saug- und Druckseite umfassenden Zylinderkopf, wobei zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) eine Fluidverbindung (12, 13) vorgesehen ist, in der ein Regelventil (10) angeordnet ist, mittels dem ab einer vorbestimmten Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) bei weiter ansteigender Druckdifferenz die Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite zunehmend gedrosselt, im Extremfall vollständig geschlossen wird, insbesondere der freie Querschnitt der Fluidverbindung dergestalt verringert wird, dass der aus der Triebwerkskammer abfließende Massenstrom etwa auf konstant niedrigem Niveau gehalten ist.
2. Verdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Regelventil (10) bei einer vorbestimmten höheren Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) deren Fluidverbindung wieder öffnet, so dass sich eine vorbestimmte niedrigere Druckdifferenz einstellen kann.
3. Verdichter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Drosselverhalten des Regelventils (10) mit steigender Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) linear, progressiv, degressiv und/oder stufenförmig ist.
4. Verdichter, nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass

das Regelventil (10) einen Zylinderraum (11) umfasst, der mit der Triebwerkskammer (17) einerseits und der Saugseite (18) andererseits fluidverbunden ist (Leitungen 12, 13), und innerhalb dem ein Kolben (14), insbesondere jeweils gegen die Wirkung eines elastischen Elements (15, 16) hin- und herschiebbar gelagert ist, wobei abhängig von der auf den Kolben (14) einwirkenden Druckdifferenz entsprechend der Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) dieser den Fluiddurchgang zwischen Triebwerkskammer und Saugseite mehr oder weniger weit öffnet, bzw. im Extremfall vollständig schließt.

10

5. Verdichter nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (14) des Regelventils (10) ein an einer Stirnseite offener Hohlkolben ist, in dessen Mantel (19) mindestens ein sich axial erstreckender, insbesondere schlitzförmiger Durchgang (20) ausgebildet ist, wobei diesem Durchgang (20) die Saugseite bzw. eine mit der Saugseite (18) verbundene und seitlich in den Zylinderraum (11) mündende Fluidleitung (13) zugeordnet ist, während der Innenraum (21) des Kolbens (14) über dessen offene Stirnseite (22) mit der Triebwerkskammer (17) in Fluidverbindung steht (Leitung 12).

15

20

6. Verdichter nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Saugseite (18) auch an der geschlossenen Stirnseite des Kolbens (14) bzw. dessen Kolbenboden (23) anliegt.

25

7. Verdichter nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (14) des Regelventils (10) zwischen zwei stirnseitig anliegenden Federelementen, insbesondere Schraubendruckfedern (15, 16) innerhalb des Zylinderraums (11) eingespannt ist.

30

8. Verdichter nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass

die Federelemente (15, 16) integral mit dem Kolben (14) verbunden sind.

9. Verdichter nach einem der Ansprüche 4 bis 8,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
5 der Mantel (19) des Kolbens (14) einen zweiten, vom ersten Durchgang in  
Richtung zur (Hoch-)Druckseite hin axial beabstandeten Durchgang (27)  
aufweist, der nach Überschreiten einer vorbestimmten höheren Druckdifferenz  
zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) wirksam wird und die  
Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und Saugseite zum Abbau der  
10 höheren Druckdifferenz öffnet bzw. freigibt.
10. Verdichter nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 9,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
15 im Strömungspfad des Regelventils (10), insbesondere im Kolben (14) desselben  
Mittel zur Abscheidung von Schmiermittel, Partikel od. dgl. angeordnet sind.
11. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 10,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
20 der Kolben (14) des Regelventils (10) aus Stahl, Stahllegierung, Leichtmetall,  
insbesondere Aluminium und/oder Kunststoff hergestellt ist.
12. Verdichter nach Anspruch 11,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
25 bei Ausbildung des Kolbens (14) aus Kunststoff die stirnseitig anliegenden  
Federelemente, insbesondere Schraubendruckfedern (15, 16) in den Kunststoff  
eingegossen bzw. eingebettet sind.
13. Verdichter nach einem der Ansprüche 4 bis 12,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
30 der der Saugseite (18) zugeordnete Durchgang (20) im Mantel (19) des Kolbens  
(14) innerhalb einer Einbuchtung, insbesondere ringförmigen Einbuchtung,  
und/oder die Öffnung der seitlich in dem Zylinderraum (11) mündenden, mit  
der Saugseite (18) verbundenen Fluidleitung (13) innerhalb einer Ausbuchtung,

insbesondere ringförmigen Ausbuchtung bzw. Ringnut liegt, so dass die Funktion des Regelventils (10) auch bei Drehung des Kolbens (14) um seine Längsachse erhalten bleibt.

- 5 14. Verdichter nach einem der Ansprüche 6 bis 13,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
an der Außenfläche des Kolbenmantels (19) und/oder an der den Zylinderraum begrenzenden Zylinderwand eine oder mehrere Längsnuten ausgebildet sind, durch die eine Fluidverbindung zwischen der Saugseite (18) und dem sich unterhalb des Kolbenbodens (23) befindlichen Teil des Zylinderraums aufrechterhalten ist.
- 10
15. Verdichter nach einem der Ansprüche 5 bis 14,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
15 der schlitzförmige Durchgang (20) im Mantel (19) des Kolbens (14) des Regelventils (10) sich axial in einer Richtung entweder stetig oder stufenförmig erweitert oder verjüngt, je nach dem gewünschten Regelverhalten, insbesondere zur Triebwerksdruckseite hin entweder stetig oder stufenförmig verjüngt, so dass der aus dem Triebwerksraum abfließende Massenstrom im wesentlichen  
20 konstant bleibt.
- 20

### Z u s a m m e n f a s s u n g

Verdichter, insbesondere Axialkolbenverdichter für eine Fahrzeug-Klimaanlage, mit  
5 einem eine Triebwerkskammer (17) begrenzenden Gehäuse, einem Zylinderblock, in  
dem mindestens ein Kolben axial hin- und herschieblich gelagert ist, und einen  
eine Saug- und Druckseite umfassenden Zylinderkopf, wobei zwischen Triebwerks-  
kammer (17) und Saugseite (18) eine Fluidverbindung (12, 13) vorgesehen ist,  
in der ein Regelventil (10) angeordnet ist, mittels dem ab einer vorbestimmten  
10 Druckdifferenz zwischen Triebwerkskammer (17) und Saugseite (18) bei weiter  
ansteigender Druckdifferenz die Fluidverbindung zwischen Triebwerkskammer und  
Saugseite zunehmend gedrosselt wird, um so den abfließenden Massenstrom auf  
annähernd konstant niedrigem Ausgangsniveau zu halten.

(Fig. 3)



1/4

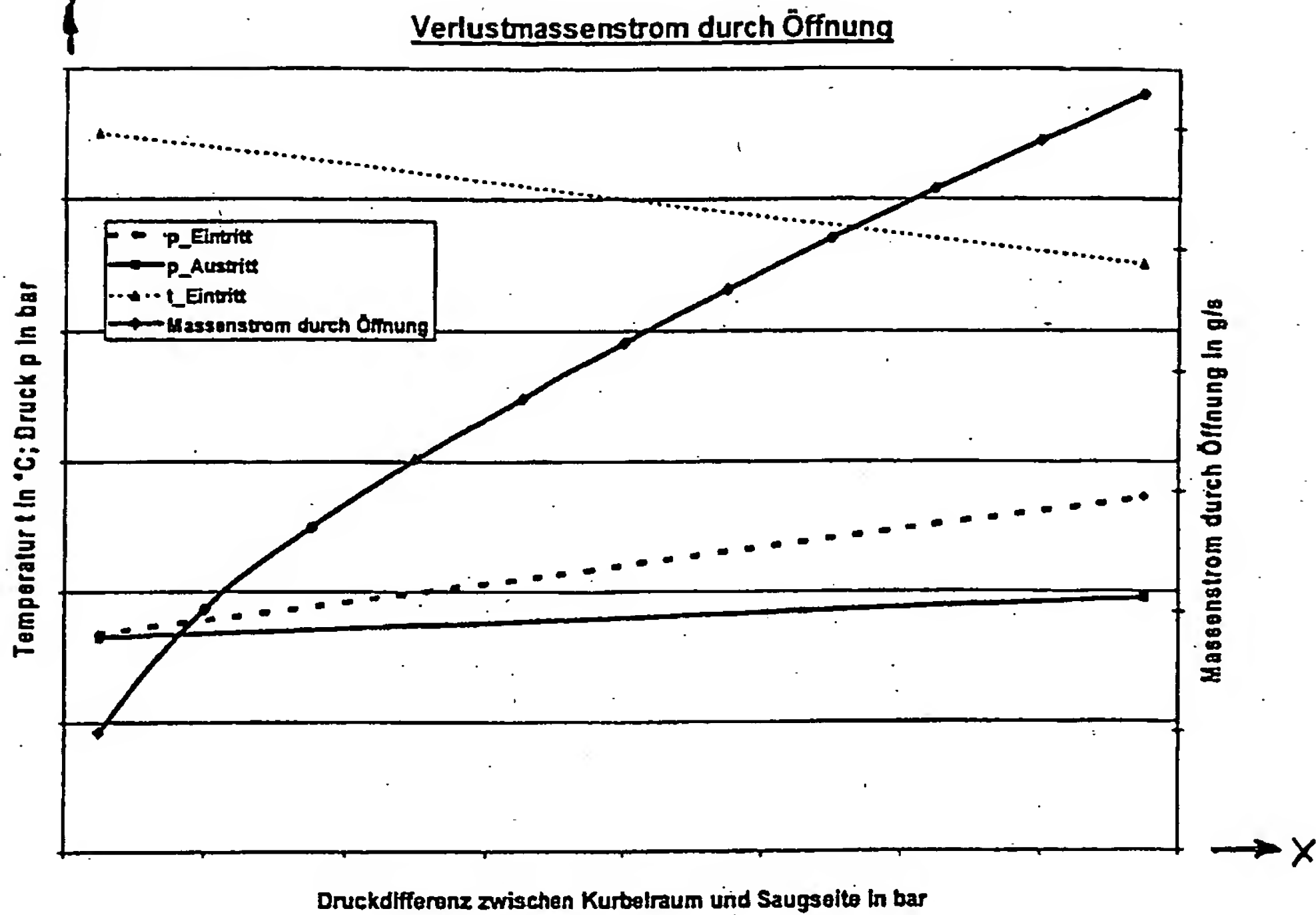


Fig. 1

Verlustmassenstrom durch eine konstante Öffnung bei steigender Druckdifferenz

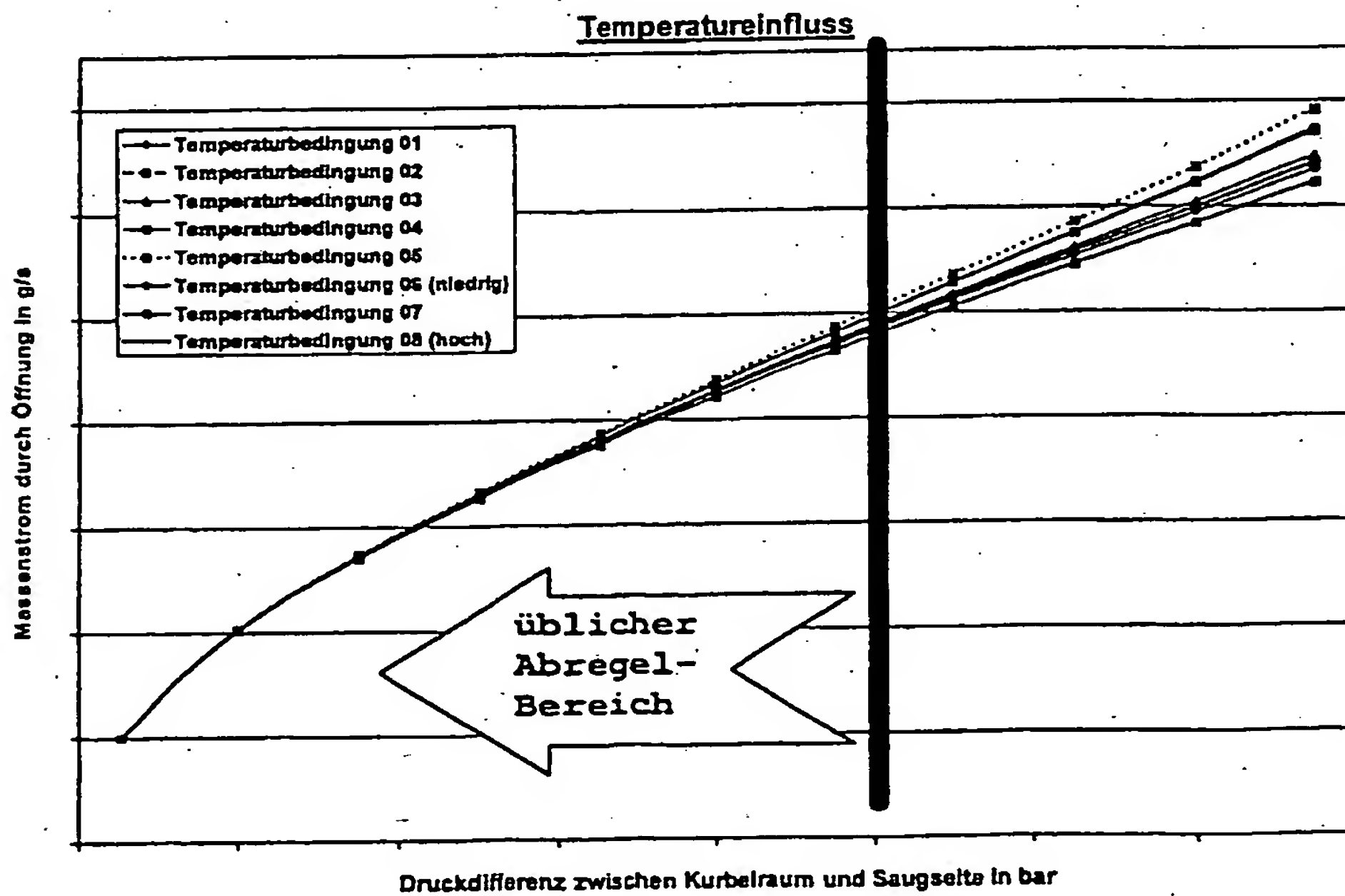


Fig. 2

Massenstrom zwischen Kurbelraum und Saugseite für typischen Klimabetrieb

2/4

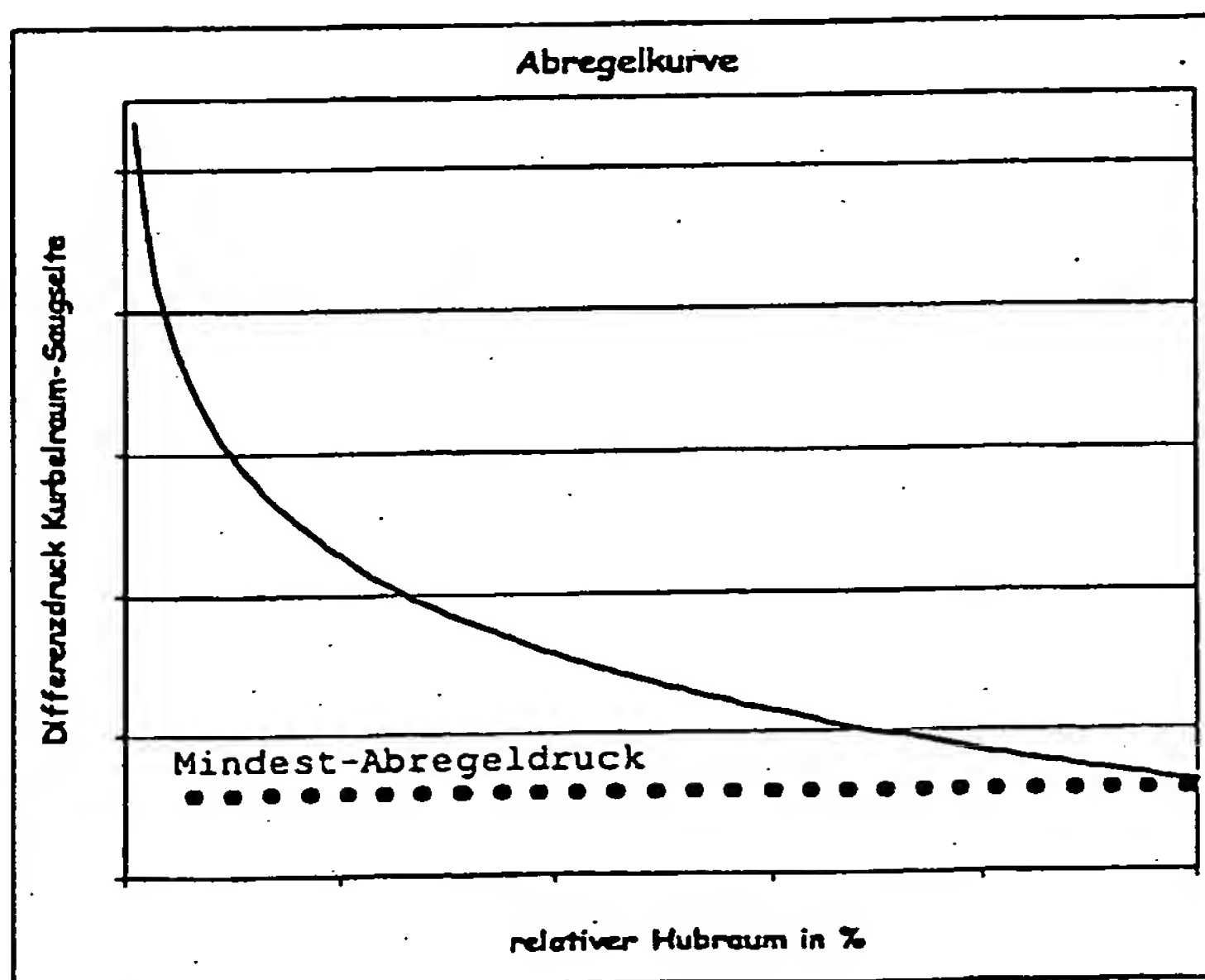
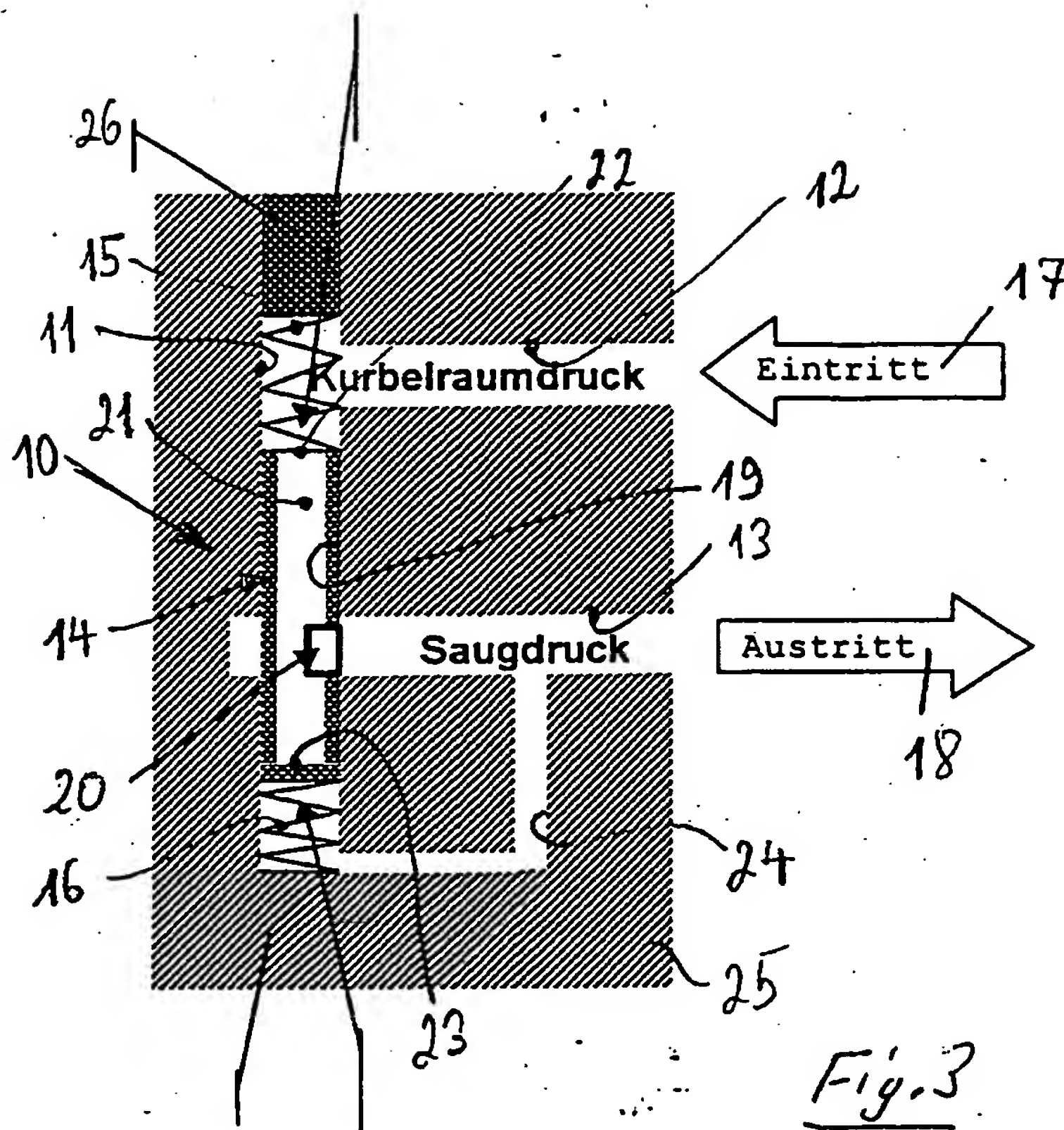


Fig. 4 Typische Abregelkurve eines extern geregelten Verdichters

3/4

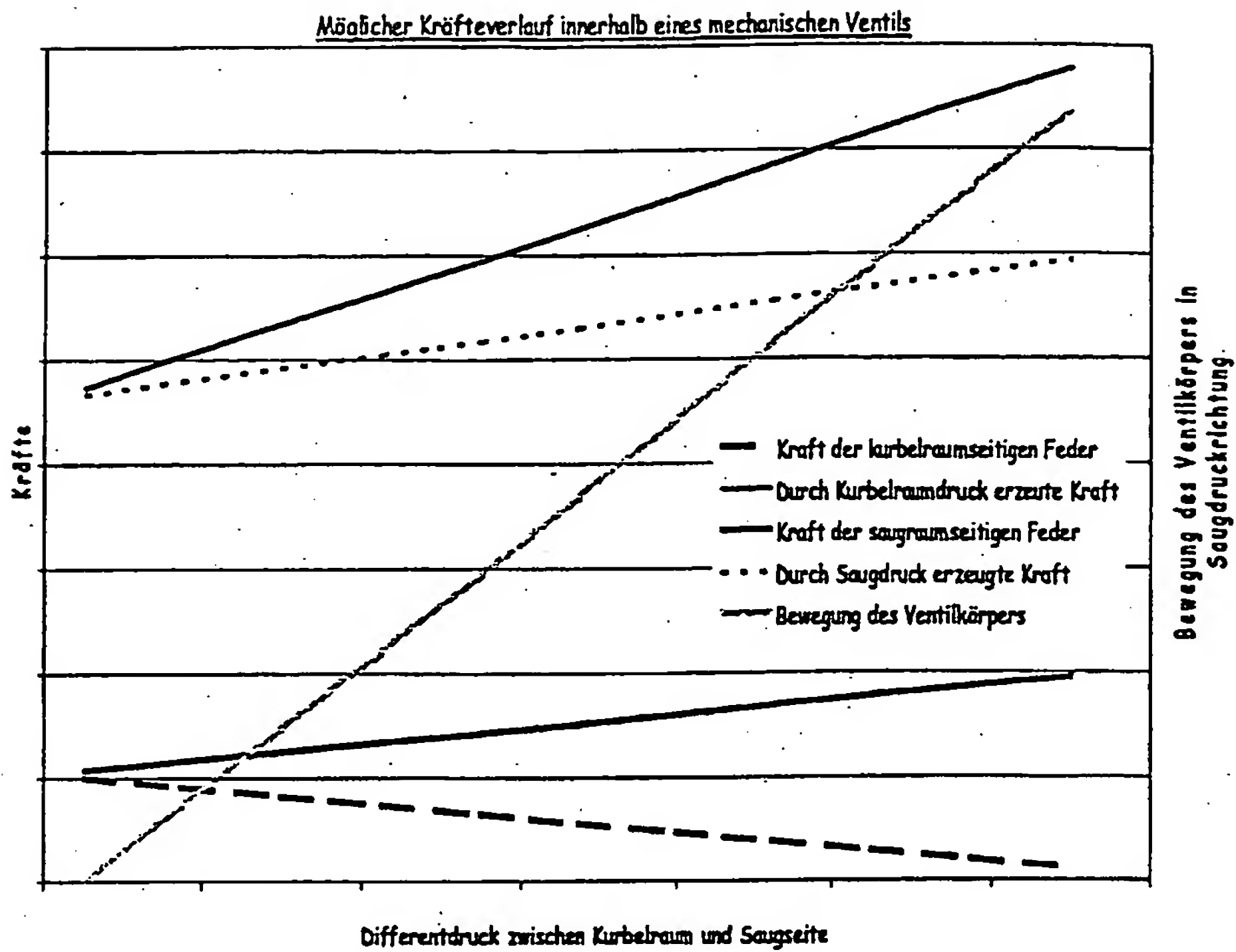


Fig. 5

Möglicher Kräfteverlauf beim Abregeln innerhalb eines mechanischen Ventils

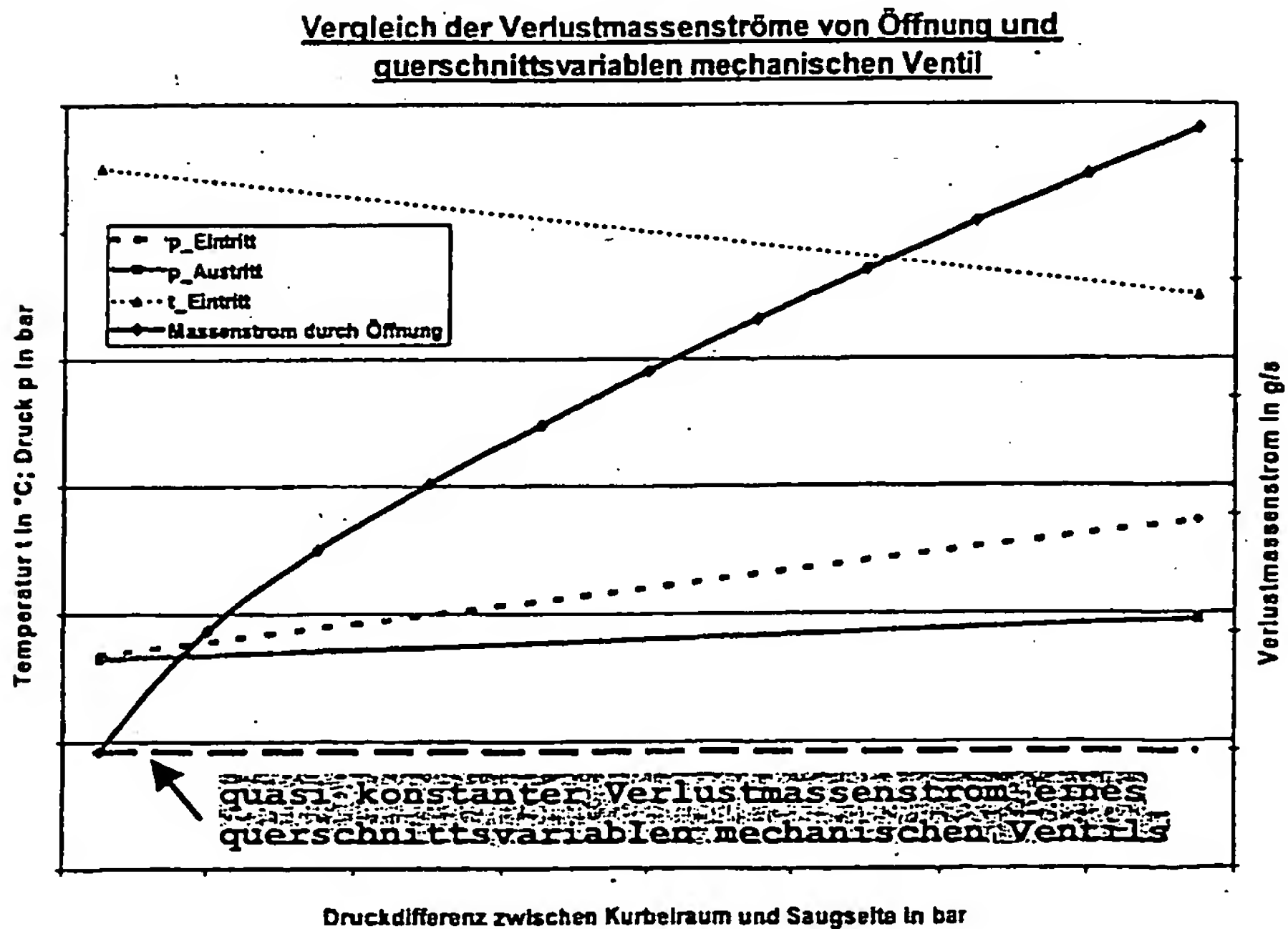


Fig. 6

Vergleich der Verlustmassenströme durch eine Öffnung mit einem querschnittsvariablen mechanischen Ventil

4/4

